

На правах рукописи

Кулагин Алексей Юрьевич

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТОПОЧНЫХ ПРОЦЕССОВ
И ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЖИГАНИЯ
УГЛЕВОДОРОДНЫХ ГАЗОВ ПЕРЕМЕННОГО СОСТАВА
В ГОРЕЛКАХ С НЕРЕГУЛИРУЕМЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Специальность 05.14.04 - Промышленная теплоэнергетика

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Екатеринбург – 2010

Работа выполнена в ГОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (г. Челябинск), ОАО «Орскнефтеоргсинтез» (г. Орск).

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ
Торопов Евгений Васильевич

Официальные оппоненты – доктор технических наук, профессор
Мунц Владимир Александрович
– кандидат технических наук
Винтовкин Анатолий Александрович

Ведущая организация ОАО «Инженерный центр энергетики Урала»

Защита состоится 28 мая 2010 года в 14 часов 00 минут на заседании диссертационного совета Д 212.285.07 при ГОУ ВПО «Уральский государственный технический университет – УПИ им. первого Президента России Б.Н.Ельцина» по адресу: г. Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5, 8-й учебный корпус УГТУ-УПИ, аудитория Т-703.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке УГТУ-УПИ.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира 19, УГТУ-УПИ, ученому секретарю Совета университета; телефон (343) 375-45-67, факс (343) 375-95-70, E-mail: lta_ugtu@mail.ru

Автореферат разослан 2010 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета

К.Э. Аронсон

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Использование в качестве топлива попутных газов нефтепереработки, состав и теплотехнические свойства которых меняются во времени, вносит значительные помехи в организацию экономичного и безопасного его сжигания с минимальным выходом токсичных продуктов сгорания и обеспечения соответствия характеристик факела требованиям технологических процессов. В этих условиях в настоящее время рекомендуется использовать горелочные устройства с регулируемыми параметрами. Используя такие горелки, можно обеспечить наивыгоднейший тепловой режим независимо от нагрузки или рода топлива. Однако, такое решение проблемы ведет к значительному удорожанию и усложнению тепловых агрегатов. Вместе с тем, регулирование топочных процессов и повышение эффективности сжигания углеводородных газов переменного состава можно осуществить посредством изменения их температуры, что позволяет влиять на работу всех горелок одного или группы тепловых агрегатов не изменяя их конструкции.

Целью работы является изучение возможности регулирования топочных процессов и повышения эффективности использования углеводородных газов переменного состава посредством изменения их температуры при сжигании в горелках с нерегулируемыми параметрами.

Научная новизна основных положений работы заключается в том, что автором впервые:

- установлены зависимости энтальпии, теплоты сгорания, вязкости, удельных объемов газа, теоретически необходимого для горения воздуха, продуктов сгорания и других основных топливных характеристик от плотности углеводородных газов;
- разработан метод оценки воспламенения углеводородных газов сложного состава по плотности газовой смеси;
- разработан метод оценки теплообмена в топке котельного агрегата, позволяющий свести все факторы, влияющие на распределение температуры в камере сгорания к одному параметру.

Практическая значимость работы заключается в том, что полученные результаты позволяют корректировать топочные процессы посредством изменения температуры сжигаемого газа с целью повышения эффективности использования топлива, достижения

требуемых характеристик факела и снижения экологического ущерба от выбросов вредных веществ с продуктами сгорания. Отдельные результаты работы уже реализованы в ОАО «Орскнефтеоргсинтез» и используются при эксплуатации промышленных паровых котлов.

Автор защищает:

- разработанные приемы регулирования топочных процессов и практические рекомендации по организации регулирования процесса сжигания углеводородных газов переменного состава;

- метод оценки воспламенения углеводородных газов сложного состава по плотности газовой смеси;

- метод оценки теплообмена в топке котельного агрегата по одному параметру.

Апробация работы. Основные результаты исследований, изложенных в диссертации, докладывались или были представлены на: Всероссийской студенческой олимпиаде, научно-практической конференции и выставке студентов, аспирантов и молодых ученых по энерго- и ресурсосбережению, нетрадиционным и возобновляемым источникам энергии (6-9 декабря 2005 года, г. Екатеринбург); XXVI Российской школе по проблемам науки и технологий (27-29 июня 2006 года, г. Миасс); 7-й Всероссийской научно-технической конференции по актуальным проблемам состояния и развития нефтегазового комплекса России (29-30 января 2007 года, г. Москва); Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых по проблемам теплоэнергетики (17-19 апреля 2007 года, г. Челябинск); XXVII Российской школе по проблемам науки и технологий (26-28 июня 2007 года, г. Миасс); Всероссийской студенческой олимпиаде, научно-практической конференции и выставке студентов, аспирантов и молодых ученых по энерго- и ресурсосбережению, нетрадиционным и возобновляемым источникам энергии (11-14 ноября 2008 года, г. Екатеринбург); Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых по проблемам теплоэнергетики (21-23 апреля 2009 года, г. Челябинск).

Основные положения диссертации опубликованы в 9 печатных работах, в том числе в одном источнике, рекомендованном ВАК.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, включающего 132 наименований, приложения. Она содержит 146 страниц, 39 рисунков и 2 таблицы по тексту.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, определены основные задачи исследований, показаны научная и практическая значимость полученных результатов, приведены главные положения, выносимые на защиту.

В первой главе приведены аналитический обзор литературных источников, посвященных факельным процессам, способам управления ими, и основные задачи в области рациональной организации топочных процессов. Среди прочих средств осуществления регулирования топочных процессов выделены газогорелочные устройства и показано развитие их конструкций с целью повышения надежности и эффективности сжигания газа в котлах и печах.

На основе анализа литературных данных отмечено доминирующее направление в регулировании топочных процессов посредством горелок с регулируемыми параметрами и предложен способ повышения эффективности и надежности сжигания газов переменного состава посредством изменения их температуры. Определена цель работы – изучение возможности регулирования топочных процессов и повышения эффективности использования углеводородных газов переменного состава посредством изменения их температуры при сжигании в горелках с нерегулируемыми параметрами.

Во второй главе рассмотрено газообразное топливо нефтеперерабатывающих заводов и газодобывающих предприятий, его компонентный состав и определяющие этот состав факторы. Анализ качественного состава компонентов рассматриваемых газовых смесей показал, что при регулировании топочных процессов целесообразно перейти от расчета свойств и характеристик топлива по индивидуальным свойствам и характеристикам компонентов к расчету по одному свойству всей смеси – плотности.

С целью создания основы для упрощения методов управления работой газовых горелок и теплообменом в тепловых агрегатах выведены аппроксимирующие зависимости основных топливных характеристик от плотности углеводородных смесей при нормальных физических условиях. Эти зависимости получены в результате обработки данных по составу газовых смесей предельных углеводородов, непредельных углеводородов этиленового ряда,

смесей указанных углеводородов с водородом, а также реальных горючих газов – топливных газов российских нефтеперерабатывающих заводов и месторождений нефти и газа.

Теплота сгорания Q_n^p , кДж/м³, перечисленных выше незабалластированных смесей газов в диапазоне $\rho=0,56...3,2$ кг/м³ с точностью до 3 % выражается зависимостью

$$Q_n^p = 44020 \cdot \rho + 4530. \quad (1)$$

Удельный расход воздуха на 1 ГДж Q_n^p для реальных газовых смесей с точностью до 3 % можно принять равным 260 м³.

Удельный расход воздуха для сжигания смесей газов на 1 ГДж Q_n^p V_0^n , м³/ГДж, для предельных углеводородов, в диапазоне $\rho=0,7...3,2$ кг/м³ с точностью до 0,7 % выражается зависимостью

$$V_0^n = -1,5 \cdot \rho + 265, \quad (2)$$

для непредельных углеводородов этиленового ряда в диапазоне $\rho=1,25...2,5$ кг/м³ с точностью до 0,6 %

$$V_0^n = 8,3 \cdot \rho + 232. \quad (3)$$

Удельный расход газа на 1 ГДж Q_n^p $V_{\text{газ}}^n$, м³/ГДж, для смесей предельных, непредельных углеводородов и их смесей с водородом в диапазоне плотностей 0,56...3,2 кг/м³ при содержании Н₂ до 25 % с точностью до 3 % выражается зависимостью

$$V_{\text{газ}}^n = 20,3 \cdot \rho_{\text{г}}^{-0,93}. \quad (4)$$

Энтальпия i , кДж/м³, реальных мало забалластированных смесей предельных, непредельных этиленовых углеводородов и водорода в диапазоне температур $t=0...500$ °С при содержании Н₂ до 25 % выражается с точностью до 7 % зависимостью

$$i = (0,00178 \cdot T^2 + 0,661 \cdot T - 316) \cdot \rho + 0,32 \cdot T - 90. \quad (5)$$

Кинематическая ν , м²/с, и динамическая μ , Па·с, вязкость для реальных мало забалластированных смесей предельных, непредельных этиленовых углеводородов и водорода при содержании Н₂ до 25 % в диапазоне $\rho=0,72...3,22$ кг/м³ выражаются с точностью до 10 % зависимостями

$$\nu = 1110 \cdot \rho^{1,31}; \quad \mu = 1110 \cdot \rho^{2,31}. \quad (6)$$

Влияние состава сжигаемой газовой смеси на теплообмен в топке и конвективной части тепловых агрегатов рассмотрено с

привлечением конструктивных данных конкретного котельного агрегата – ДЕ 25-14-225ГМ. Анализ процессов теплообмена позволяет сделать выводы о том, что тепловосприятие в топке q_m , %, с ростом плотности сжигаемого газа ρ , кг/м³, увеличивается для смесей предельных углеводородов и уменьшается для непредельных, причем $q_m(C_n H_{2n+2}) < q_m(C_n H_{2n})$ (рис. 1). Тепловосприятие в конвективной части котла q_k , %, с ростом плотности сжигаемого газа ρ , кг/м³, уменьшается для смесей предельных углеводородов и увеличивается для непредельных, причем $q_k(C_n H_{2n+2}) > q_k(C_n H_{2n})$. Добавление H₂ в эти смеси сближает зависимости $q_k(C_n H_{2n+2}) = f(\rho)$ и $q_k(C_n H_{2n}) = f(\rho)$. Значения q_m и q_k для реальных газовых смесей с уменьшением доли балласта приближаются к $q_m(C_n H_{2n+2})$ и $q_k(C_n H_{2n+2})$.

Исследование влияния переменного состава топлива на эффективность его использования при организации сжигания нефтепромысловых и попутных газов с постоянными коэффициентами избытка воздуха и потерь от химической неполноты сгорания показало, что КПД котельного агрегата с увеличением плотности увеличится для предельных углеводородов и уменьшается для непредельных, причем $\eta(C_n H_{2n+2}) < \eta(C_n H_{2n})$. Добавление H₂ в эти смеси сближает зависимости $\eta(C_n H_{2n+2}) = f(\rho)$ и $\eta(C_n H_{2n}) = f(\rho)$. Значение η для реальных газовых смесей с уменьшением доли балласта приближается к $\eta(C_n H_{2n+2})$.

На рисунках 1, 2 приведены результаты анализа влияния переменного состава топлива на тепловосприятие в топке, q_m , %, и безразмерную температуру газов на выходе из топки, θ_m'' по принятой нормативной методике. Данные анализа и производственных испытаний показывают влияние переменного состава топлива на процессы тепломассообмена и горения в топках, что вызвало необходимость более глубокого их исследования.

Анализ работы горелок с радиальной выдачей газа в поток воздуха показал, что требуемая по условиям смесеобразования дальнобойность струй газа будет при $w_2 \sqrt{\rho_2} / (V_g + V_2) = \text{const}$, где V_g , V_2 – объемные расходы соответственно воздуха и газа при рабочих

условиях, $\text{м}^3/\text{с}$, ρ_g – плотность газа при рабочих условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$ и w_g – среднерасходная скорость истечения газа, $\text{м}/\text{с}$.

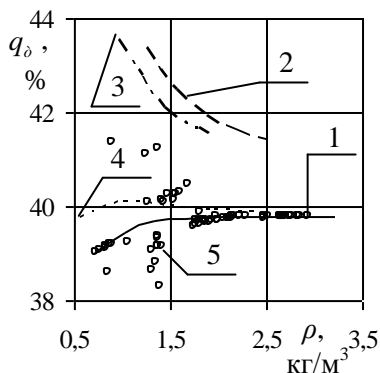


Рис. 1 Зависимость тепловос-
приятия в топке $q_d, \%$, от
плотности сжигаемого газа ρ ,
 $\text{кг}/\text{м}^3$ (1 – $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$, 2 – C_nH_{2n} , 3 –
 $75\% \text{C}_n\text{H}_{2n+2} + 25\% \text{H}_2$, 4 – 75%
 $\text{C}_n\text{H}_{2n} + 25\% \text{H}_2$, 5 – реальные
газовые смеси РФ).

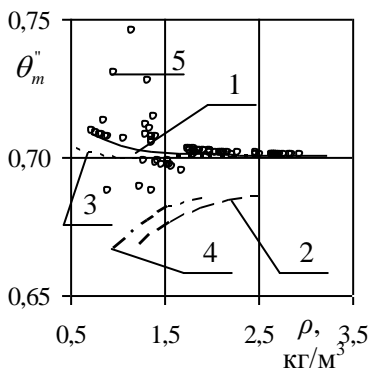


Рис. 2 Зависимость безразмерной
температуры продуктов сгорания
на выходе из топки θ_m от
плотности сжигаемого газа ρ ,
 $\text{кг}/\text{м}^3$ (1 – 5 на рис.1).

С учетом допустимости отклонения дальнобойности газовых струй $\Delta h = \pm 20\%$ и термической неустойчивости углеводородов можно рекомендовать значение коэффициента отклонения от расчетного значения дальнобойности газовых струй

$$K_{e.c.} = \frac{w_g \cdot \sqrt{\rho_g}}{V_g + V_g} \bigg/ \frac{w_g(t) \cdot \sqrt{\rho_g(t)}}{V_g + V_g(t)} \approx 1,2, \quad (7)$$

где – $w_g(t)$, ρ_g , $V_g(t)$ – скорость, $\text{м}/\text{с}$, плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$, и объемный расход, $\text{м}^3/\text{с}$, нагретого газа при рабочих условиях.

Для обеспечения требуемого значения $K_{e.c.} \approx 1,2$ при эксплуатации рассматриваемого котельного агрегата предложена линейная зависимость температуры сжигаемого газа T_g , К, от его плотности ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$,

$$T_g = 1428 \cdot \rho + 190. \quad (8)$$

В третьей главе разработаны методы оценки влияния переменного состава сжигаемого газа на процессы воспламенения топлива и теплообмена в топке котельного агрегата.

Приведение характеристик углеводородных газов к их плотности ρ , кг/м³, позволило произвести оценку условий воспламенения многокомпонентных углеводородных смесей в рабочем пространстве тепловых агрегатов. Изменение условий воспламенения топливно-воздушной смеси оценено по степени приближения безразмерной плотности отвода теплового потока \tilde{q} к критическому значению. При условии неизменности объема и теплоемкости исходной газо-воздушной смеси и продуктов сгорания, и использовании результатов численных решений получено выражение, характеризующее зависимость допустимого теплоотвода из зоны начала горения от параметра $\theta_{кр} = T_{воспл} / T_a$, где $T_{воспл}$ – температура воспламенения, К, T_a – адиабатическая температура горения, К.

В результате обработки расчетных данных по адиабатической температуре горения и экспериментальных данных по температуре воспламенения смесей углеводородных газов в функции плотности получены выражения

$$T_a = 2120 + 127 \cdot \rho - 19,4 \cdot \rho^2 \quad (9)$$

$$T_{воспл} = 877 - 96,2 \cdot \rho + 4,55 \cdot \rho^2 \quad (10)$$

Расчеты с использованием зависимостей (9), (10) дали возможность определить $\theta_{кр}$, которая изменяется в интервале $\theta_{кр} = 0,3532..0,3065$ для смесей газов при изменении их плотности ρ .

Из выражения

$$\frac{\tilde{q}}{\tilde{q}_{кр}} = 4,539 \cdot \theta_{кр} - 5,03 \cdot \theta_{кр}^2 - 0,0124, \quad (11)$$

полученного в результате решения уравнения теплового баланса для единицы объема зоны горения с учетом радиационного теплообмена при наличии «антиподобия» безразмерных полей температур и концентраций для проточной камеры сгорания, выведена зависимость, которая характеризует влияние плотности газа ρ , кг/м³, а через этот параметр и влияние состава углеводородных газов, на условия воспламенения

$$\frac{\tilde{q}}{\tilde{q}_{кр}} = 1,0121 - 0,0453 \cdot \rho - 0,0038 \cdot \rho^2. \quad (12)$$

На основании соотношения (12) сделан вывод о том, что с увеличением плотности газа ρ температура в реальном топливном процессе удаляется от критических условий воспламенения, то есть, устойчивость процесса воспламенения возрастает.

Расчет размерного времени индукции реакции воспламенения для предельных углеводородов при увеличении плотности газовой смеси с 1 до 2 кг/м³ показал его сокращение с 6,96 с до $0,11 \cdot 10^{-3}$ с. С одной стороны, это улучшает процесс воспламенения и выгорания газа, с другой стороны, необходимо учитывать, что приближение корня факела к горелочному устью может привести к разогреву и короблению металлических частей горелки.

Возрастание устойчивости воспламенения и снижение вероятности появления оксида углерода в продуктах сгорания с увеличением плотности газа позволило сделать вывод о возможности снижения величины корректирующего нагрева газа, рассчитанной из условий обеспечения качественного смесеобразования.

Метод оценки теплообмена в топочной камере котельного агрегата разработан с учетом влияния массообмена на теплообмен. Уравнением, позволившим в обобщенном уравнении комбинированного теплообмена в потоке топочной среды перейти от поля концентраций горючего компонента к полю температур, является уравнение подобия полей концентраций топлива и температуры.

При рассмотрении двухмерной задачи из уравнения энергии $\text{div} \vec{q}_1 + \text{div} \vec{q}_2 + \text{div} \vec{q}_3 = 0$ получено уравнение распределения температуры в камере сгорания в виде одного линейного уравнения второго порядка

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{\partial \theta}{\partial y} + B \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) = 0, \quad (13)$$

где $\theta = \theta_x \cdot \theta_y$ – относительная температура, равная разности температуры топочной среды и средней температуры поверхности ограждения камеры горения, B – параметр тепломассообмена.

Решения уравнения (13) методом Фурье найдены в виде

$$\theta_x = D_x \cdot e^{-\xi x} \cdot \cos(\omega_x \cdot x - \zeta_x), \quad (14)$$

$$\theta_y = D_y \cdot e^{-\xi y} \cdot \cos(\omega_y \cdot y - \zeta_y), \quad (15)$$

где $\varepsilon = 1/2 \cdot B$, $\omega_x^2 = k^2/B - 1/(4B^2)$, $\omega_y^2 = -(k^2/B + 1/(4B^2))$; фазовые ς_x , ς_y и амплитудные D_x , D_y константы определяются заданием условий однозначности, которые включают в себя в общем случае краевые, геометрические и теплофизические условия; в систему (14), (15) также входит произвольная константа разделения k , которая может принимать любые значения, в том числе и мнимые.

При решении задачи (14), (15) рассматривалась стационарная двухмерная задача. Теплофизические характеристики потока среды в канале положили известными и независимыми от температуры. В геометрическом отношении камера сгорания представлена плоским каналом с поперечным размером в отношении оси y $2 \cdot \delta$, так что y изменяется от плоскости симметрии $y=0$ до стенок ограждения $y = \pm \delta$. В направлении оси z камера сгорания принята безграничной, что означает весьма слабый теплообмен в направлении z , либо удаление поверхностей ограждения на достаточно большое расстояние, так что температура потока газов в направлении z не изменяется $\partial \theta / \partial z = 0$. Ось x направлена горизонтально вдоль камеры сгорания от ее начального сечения ($x = 0$) к выходному окну. В направлении оси x камера сгорания безгранична, что означает весьма слабый теплообмен в направлении x . При дифференцировании функций в комплексной области решений (13), (14) соблюдается условие Коши-Римана, так как $\omega_x, \omega_y, \varsigma_x, \varsigma_y$ являются функциями постоянных B, k .

Посчитав задачу симметричной относительно оси x , $\partial \vartheta / \partial y = 0$ при $y = 0$, получили

$$\operatorname{tg} \varsigma_y = \varepsilon / \omega_y = (-4 \cdot k^2 \cdot B - 1)^{-0.5}; \quad \varsigma_y = \arctg(\varepsilon / \omega_y). \quad (16)$$

Для плоскости $y = \delta$, где поток газов контактирует с поверхностью ограждения, приняты граничные условия III рода; интенсивность теплоотдачи на поверхность ограждения определена суммарным коэффициентом теплоотдачи $\alpha_* = \alpha_\kappa + \alpha_\lambda$, где α_κ , Вт/(м²·К), – коэффициент теплоотдачи конвекцией, α_λ , Вт/(м²·К), – коэффициент теплоотдачи излучением; при этом

$$\left. \frac{d\theta_y}{dy} \right|_{y=\delta} = -D_y \cdot \varepsilon \cdot e^{-\varepsilon \cdot \delta} \cdot \cos(\omega_y \cdot \delta - \zeta_y) - \\ - D_y \cdot \omega_y \cdot e^{-\varepsilon \cdot \delta} \cdot \sin(\omega_y \cdot \delta - \zeta_y) \quad (17)$$

Переносные свойства среды в канале камеры сгорания определены суммарным коэффициентом теплопроводности $\lambda_* = \lambda + \lambda_m + \lambda_\lambda$, где λ – молекулярный коэффициент теплопроводности газовой среды, Вт/(м·К), λ_m – турбулентный коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К), $\lambda_\lambda = -b_3$ – лучистый коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К). С учетом равенства в пристенном слое среды $y = \delta$ плотности теплового потока $q = (\alpha_\kappa + \alpha_\lambda) \cdot \theta_{y=\delta}$ суммарного механизма теплопереноса $\alpha_\kappa + \alpha_\lambda$

тепловому потоку теплопроводностью $q = -\lambda_* \cdot \left. \frac{d\theta_y}{dy} \right|_{y=\delta}$, граничные

условия III рода записаны следующим образом

$$q = -\lambda_* \cdot \left. \frac{d\theta_y}{dy} \right|_{y=\delta} = \alpha_* \cdot \theta_{y=\delta},$$

и далее

$$\lambda_* \cdot D_y \cdot [\varepsilon \cdot e^{-\varepsilon \cdot \delta} \cdot \cos(\omega_y \cdot \delta - \zeta_y) + \omega_y \cdot e^{-\varepsilon \cdot \delta} \cdot \sin(\omega_y \cdot \delta - \zeta_y)] = \\ = \alpha_* D_y \cdot e^{-\varepsilon \cdot \delta} \cdot \cos(\omega_y \cdot \delta - \zeta_y). \quad (18)$$

Из уравнения (17) выведены соотношения для определения константы разделения k , которая входит в выражение для ω_y ,

$$\alpha_* \cdot \delta / \lambda_* = \delta \cdot \varepsilon + \delta \cdot \omega_y \cdot tg(\omega_y \cdot \delta - \zeta_y). \quad (19)$$

Уравнение (19) является характеристическим для рассматриваемой задачи; его решение позволило связать пространственные температурные поля для координат x и y , так как k^2 входит в выражение для ω_x и для ω_y .

Левая часть уравнения (19) – обобщенное число Нуссельта, которое характеризует отношение термических сопротивлений переносу теплоты обобщенной теплопроводностью в потоке среды $\delta / \lambda_* = \delta / (\lambda + \lambda_m + \lambda_\lambda)$ к термическому сопротивлению комбинированной

теплоотдачей на поверхность стенки ограждения камеры сгорания $1/\alpha_* = 1/(a_k + a_n)$; обозначив $\omega_y \cdot \delta = \mu$, привели уравнение (19) к виду

$Nu_* = \varepsilon \cdot \delta + \mu \cdot \operatorname{tg}(\mu - \zeta_y)$ и далее

$$\operatorname{ctg}(\mu - \zeta_y) = \mu / (Nu_* - \varepsilon \cdot \delta). \quad (20)$$

Трансцендентное уравнение (20) имеет бесконечный ряд корней с периодом π . Таким образом, корни характеристического уравнения составили сходящийся ряд $\mu_1, \mu_2, \mu_3 \dots \mu_n$, который соответствует ряду решений уравнения (14), а также связанного с ним константой разделения уравнения (15), что в силу обозначения $\theta = \theta_x \cdot \theta_y$ привело к ряду частных решений уравнения (13)

$$\theta_n = D_n \cdot e^{-\varepsilon(x+y)} \cdot \cos(\mu_n \cdot x / \delta - \zeta_x) \cdot \cos(\mu_n \cdot y / \delta - \zeta_y). \quad (21)$$

Сумма частных решений (20) также является решением уравнения (12)

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} D_n \cdot e^{-\varepsilon(x+y)} \cdot \cos(\mu_n \cdot x / \delta - \zeta_x) \cdot \cos(\mu_n \cdot y / \delta - \zeta_y). \quad (22)$$

Таким образом, частные решения (21) удовлетворяют исходному уравнению (13) при любых значениях постоянных $D_n = D_x \cdot D_y$, но при наложении бесконечного ряда решений (22) при соответствующем выборе D_n по отношению к заданному распределению температуры при $x = 0$ можно получить однозначное решение поставленной задачи. Задав исходное распределение температуры в начальном сечении камеры сгорания ($x=0$) в виде постоянной температуры θ_1 , получили

$$D_n = 2 \cdot \theta_1 \cdot \cos \zeta_x \cdot \sin \mu_n / (\mu_n + \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n) = \theta_1 \cdot A_n; \quad (23)$$

Таким образом, общее решение задачи в безразмерном виде $\Theta = \theta / \theta_1, X = x / \delta, Y = y / \delta$

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cdot \cos(\mu_n \cdot X - \zeta_x) \times \cos(\mu_n \cdot Y - \zeta_y) \cdot e^{-\varepsilon \cdot \delta \cdot (X+Y)} \quad (24)$$

В уравнении (13) все факторы, влияющие на распределение температуры вдоль (x) и поперек (y) камеры сгорания сведены к одному параметру

$$B = (b_2 + b_3) / b_1, \quad (25)$$

где b_1 характеризует конвективный перенос энтальпии, b_2 – турбулентное перемешивание потока в объеме камеры сгорания, при котором происходит перенос массы и тепловой энергии, b_3 – радиационный перенос тепловой энергии.

$$b_1 = -\vec{w} \cdot Q_{cm} / (T_a - T_{cm}), \quad (26)$$

при первоначальном описании включал исходную энтальпию потока $\vec{w} \cdot \rho \cdot c \cdot T_1$, но при переходе к дифференциальным операторам сохранилось только отрицательное значение b_1 , характеризующее изменение химической энергии топлива. В формуле (26) T_a – адиабатическая теоретическая температура горения без недожога, К, T_{cm} – начальная температура смеси, входящей в камеру сгорания, К, \vec{w} – скорость потока, м/с, Q_{cm} – содержание теплоты химической реакции в топливно-воздушной смеси, Дж/м³.

Параметр b_1 изменяется пропорционально изменению скорости среды в объеме камеры сгорания. Продольная составляющая скорости среды w_x на котельных агрегатах различного типа меняется в некотором диапазоне, связанным с допустимой объемной плотностью тепловыделения q_v , МВт/м³. При определении параметра b_1 и связанного с ним параметра B для поперечного потока w_y будет значительно ниже, что скажется на основных показателях решения для θ_y .

Параметр

$$b_2 = D_m \cdot Q_{cm} / (T_a - T_{cm}) - \lambda_m \quad (27)$$

характеризует интенсивность турбулентного тепломассообмена q_2 , причем первая часть (26) характеризует массообмен, вторая часть λ_m характеризует турбулентную теплопроводность, определяемую как $\lambda_m = a_m \cdot \rho \cdot c$, где a_m – коэффициент турбулентной температуропроводности, м²/с. Можно полагать, что

$D_m = a_m = a \cdot \sqrt{\text{Re}}$, где a – молекулярный коэффициент температуропроводности, определяемый теплофизическими характеристиками газовой среды в камере сгорания м²/с, Re – число Рейнольдса.

Параметр b_3 можно охарактеризовать как коэффициент лучистой теплопроводности $\lambda_x = 5,3 \cdot \sigma_0 \cdot T^3 / \bar{\alpha}$ где $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴), $\bar{\alpha}$ – средний дифференциальный коэффициент ослабления топочной среды, 1/м, T – средняя температура в камере сгорания, К.

Аппроксимация теплофизических данных по характеристикам топочной среды и численных решений для коэффициентов b_1 , b_2 , b_3 дает следующие их зависимости от плотности сжигаемого газа при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, тепловыделении в топке Q_m , Вт, её поперечным сечением F_m , м², температуре в топке T_m , К, для предельных (метановых) углеводородов

$$b_1 = -Q_m / F_m \cdot (-0,219 \cdot \rho^2 + 2,28 \cdot \rho + 173,3) \cdot 10^{-8} \cdot T_m, \quad (28)$$

$$b_2 = \sqrt{Q_m \cdot \delta / F_m} \cdot ((-2,198 \cdot (T_m / 100)^2 + 0,4105 \cdot T_m - 453,5) \cdot \rho^2 + (12,75 \cdot (T_m / 100)^2 - 2,273 \cdot T_m + 2572) \cdot \rho + 38,41 \cdot T_m - 21450) \cdot 10^{-6}, \quad (29)$$

$$b_3 = 1 / \left(\frac{0,78 + 1,6 \cdot (-4,31 \cdot \rho^3 + 33,65 \cdot \rho^2 - 92,8 \cdot \rho + 251,8) \cdot 10^{-3}}{\sqrt{(-1,69 \cdot \rho^3 + 13,18 \cdot \rho^2 - 36,35 \cdot \rho + 315) \cdot 10^{-3} \cdot l}} - 0,1 \right) \times \\ \times -5,3 \cdot \sigma_0 \cdot T_m^3 / \sqrt{(-1,69 \cdot \rho^3 + 13,18 \cdot \rho^2 - 36,35 \cdot \rho + 315) \cdot 10^{-3}} \\ \times 1 / (1 - 0,37 \cdot T_m \cdot 10^{-3}), \quad (30)$$

для непредельных (этиленовых) углеводородов

$$b_1 = -Q_m / F_m \cdot (-7,84 \cdot \rho^2 + 39,1 \cdot \rho + 133,3) \cdot 10^{-8} \cdot T_m. \quad (31)$$

$$b_2 = \sqrt{Q_m \cdot \delta / F_m} \cdot ((-1,442 \cdot T_m + 643,4) \cdot \rho^2 + (7,113 \cdot T_m - 3182) \cdot \rho + 34,21 \cdot T_m - 18750) \cdot 10^{-6}. \quad (32)$$

$$b_3 = -5,3 \cdot \sigma_0 \cdot T_m^3 / ((1,01 / \sqrt{l} - 0,052) \cdot (1 - 0,37 \cdot T_m \cdot 10^{-3})). \quad (33)$$

Численный анализ показывает, что параметры b_1 , b_2 , b_3 имеют неодинаковое влияние на величину B . Параметры b_1 , b_2 , b_3 при изменении плотности сжигаемых предельных углеводородов в диапазоне $\rho = 0,72...3,22$ кг/м³ принимают значения -12200...-12650, 119...128, -3656...-4251 соответственно. Параметры b_1 , b_2 , b_3 при изменении плотности сжигаемых непредельных углеводородов в диапазоне $\rho = 1,25...2,5$ кг/м³ принимают значения -12250...-13160,

132...138, -4700...-4577 соответственно. Значит, основное значение для величины B имеют два параметра b_1 и b_3 , параметр b_2 практически не оказывает влияния на B . Это легко объяснимо с позиции влияния степени турбулентности на процесс теплообмена: известно, что по абсолютной величине процессы переноса в потоке газов конвективным перемещением вдоль оси \tilde{o} более чем на порядок больше процессов турбулентного переноса в этом же направлении. Соотношение средних значений параметров $b_1:b_2:b_3$ для метановых углеводородов составляет 23,9%:0,8%:75,3% при среднем $B=0,31$, для этиленовых – 26,5%:0,8%:72,7% при среднем $B=0,36$, что полностью отвечает современным представлениям о вкладе каждого механизма в общий теплоперенос.

Расчет по приведенной методике позволил определить зависимость параметра B и температуры в топке котла от плотности и состава сжигаемого газа (рисунки 3 и 4).

Анализ характеристического уравнения обобщенного теплопереноса в топке (23), показывает, что оно аналогично характеристическому уравнению переноса теплоты теплопроводностью через плоскую стенку $ctg\mu = \mu / Bi$, но определяющим числом подобия является обобщенное число Нуссельта $Nu_* = \alpha_* \cdot \delta / \lambda_*$.

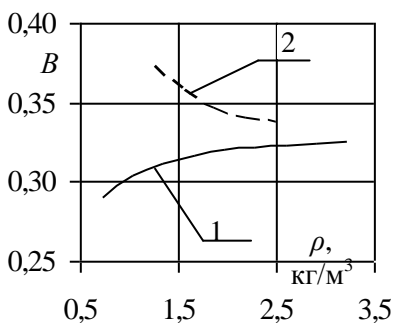


Рис. 3 Зависимость параметра B от плотности сжигаемого газа, ρ , кг/м^3 (1 – $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$, 2 – C_nH_{2n}).

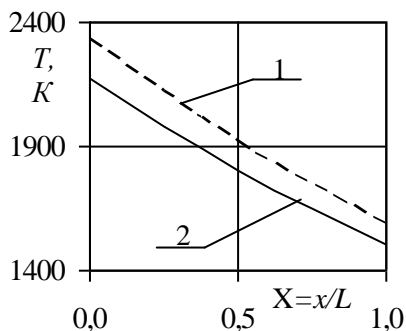


Рис. 4 Распределение расчетной температуры T , К, по относительной длине топки X (1 – $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$, 2 – $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$).

Характеристическое уравнение обобщенного уравнения теплопереноса (20), как и характеристическое уравнение нестационарной теплопроводности в плоской стенке графически представляет собой пересечение кривой $\operatorname{ctg}(\mu - \zeta_y)$ с прямой линией $\mu/(Nu_* - \varepsilon\delta)$, только график котангенса сдвинут влево на величину ζ_y , а угол наклона прямой увеличен на значение $\varepsilon \cdot \delta$. Отнесение характеристического уравнения обобщенного тепломассообмена к классу уравнений, в который входят многие уравнения теплофизики, а также численный анализ коэффициентов переноса, позволяют сделать вывод о достоверности полученных решений.

В четвертой главе проведена промышленная адаптация результатов работы.

Промышленное опробование рассматриваемого метода регулирования топочных процессов произведено на котлах ДЕ-25-14-225 ГМ производственно-отопительной котельной ОАО «Орскнефтеоргсинтез». В котлах, оснащенных вихревой газомазутной горелкой ГМП-16, сжигается смесь предельных углеводородов с $Q_i^0 = 35 \dots 140$ МДж/м³ и $\rho = 0,7 \dots 3$ кг/м³, полученная в результате перемешивания природного газа с попутными газами переработки нефти. Для поддержания постоянного коэффициента избытка воздуха котлы оборудованы стационарными анализаторами кислорода в продуктах сгорания.

При эксплуатации котлов на тяжелых газах без их предварительного подогрева происходило ухудшение смешения газа с воздухом, цвет факела изменялся с фиолетового на соломенный. При этом увеличивалась химическая длина факела, его затягивало в конвективную часть котла. В результате резкого охлаждения факела в продуктах сгорания появлялся монооксид углерода СО (сажа по прибору Бахараха отсутствовала), снижалась экономичность котельного агрегата и увеличивалось загрязнение атмосферы. При сжигании углеводородных газов без подогрева с увеличением их плотности объемное содержание СО, %, начиная с $\rho \approx 1,6 \dots 1,7$ кг/м³ превышало 0,05 % (рис. 5); потери тепла от химической неполноты сгорания q_3 , %, начиная с $\rho \approx 2,2 \dots 2,3$ кг/м³ превышали 0,4 % и достигали 1,5 % (рис. 6). То есть значения указанных показателей превышали нормы, установленные ГОСТ 21204-97. При этом тепловой

КПД котельного агрегата уменьшался на 1,5 % (рис. 7). Содержание CO , %, в продуктах сгорания определялось с погрешностью до 25 %.

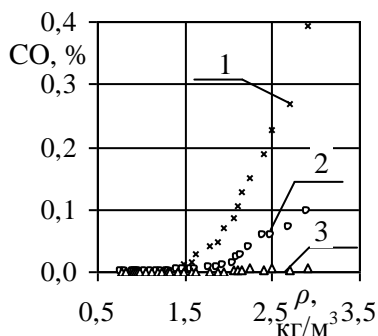


Рис. 5 Зависимость выхода окиси углерода CO , % об., от плотности сжигаемого газа ρ , кг/м^3 , при его постоянной температуре: 1 – 40 °C; 2 – 90 °C; 3 – 140 °C.

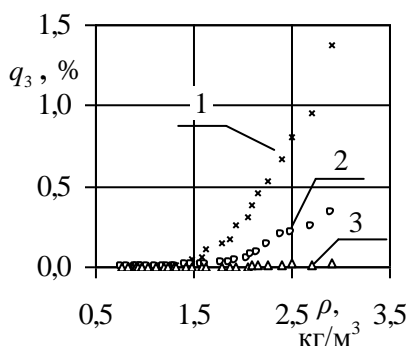


Рис. 6 Зависимость потерь тепла с уходящими газами q_3 , %, от плотности сжигаемого газа ρ , кг/м^3 , при его постоянной температуре: 1 – 40 °C; 2 – 90 °C; 3 – 140 °C.

Качественное изменение параметров сжигаемого газа ведет к изменению условий тепломассообмена и горения, что, в свою очередь, влияет на поле температур в топочной камере. То есть параметр B меняется в зависимости от состава сжигаемого газа, что отвечает главе 3. Изменение параметра B в зависимости от состава сжигаемого газа подтверждается проведенными экспериментами, которые показали, что концентрация оксидов азота на выходе из котла меняется с изменением состава топлива, что, при постоянном коэффициенте избытка воздуха, подаваемого на горение, указывает на изменение поля температур в топочной камере.

Экспериментальные данные по необходимой температуре сжигаемого газа совпадают с предложенной во второй главе зависимостью (8) с учетом коррекции на сокращение времени индукции реакции воспламенения в соответствии с третьей главой настоящей работы. То есть, коэффициент при ρ может быть снижен со 142,8 до 110, что дает зависимость температуры T_c , К, от плотности сжигаемого газа ρ , кг/м^3 ,

$$T_c = 110 \cdot \rho + 190. \quad (34)$$

Поддержание постоянно высокой температуры газа для обеспечения требуемых условий смесеобразования при наиболее неблагоприятных условиях вызывает неоправданное увеличение эмиссии оксидов азота NO_x на 10...20 % при низких плотностях газа (рис. 8).

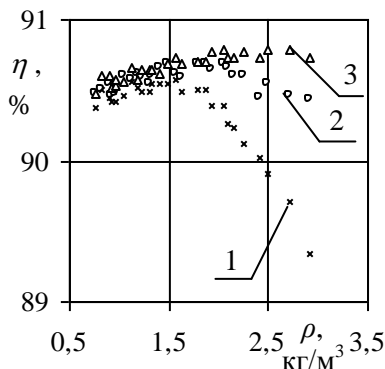


Рис. 7 Зависимость КПД котла η , %, от плотности сжигаемого газа ρ , кг/м^3 , при его постоянной температуре: 1 – 40 °C; 2 – 90 °C; 3 – 140 °C.

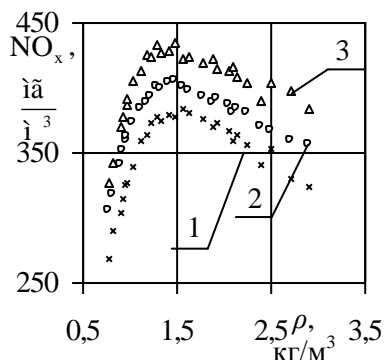


Рис. 8 Зависимость выхода оксидов азота NO_x , мг/м^3 , от плотности сжигаемого газа ρ , кг/м^3 , при его постоянной температуре: 1 – 40 °C; 2 – 90 °C; 3 – 140 °C.

Обобщение материала, изложенного в главах 1...4, позволяет сделать следующие выводы. Увеличение плотности газа должно компенсироваться увеличением его температуры и наоборот. Углеводороды тяжелее пропана конденсируются при температуре, близкой к стандартным условиям, поэтому расчет горелки должен производиться для минимальной плотности газа при нормальных условиях – то есть для газов с низкой температурой кипения. Кроме того, нагрев в котельных установках и печных агрегатах осуществить проще, чем охлаждение до низких температур.

Практическая реализация рассматриваемого метода регулирования в промышленности возможна как при прямом определении плотности сжигаемого газа при помощи поточного

плотномера, так и по косвенным признакам – тепловой нагрузке и давлению газа в горелке.

Второй способ можно осуществить при одной установленной на котле горелке либо, при равнонагруженных нескольких горелках. Сущность второго способа заключается в следующем. Гидравлическое сопротивление газовой горелки складывается главным образом из местных сопротивлений ΔP_i , Па, которые определяются по широко известной формуле

$$\Delta P_m = \xi \cdot w^2 \cdot \rho_p / 2, \quad (35)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления горелки, w – скорость газа, м/с, ρ_p – плотность газа при рабочих условиях, кг/м³.

Массовая низшая теплота сгорания газов изменяется не более чем на 5 % от среднего значения. Скорость газа в горелке w , при постоянной тепловой мощности теплового агрегата, обратно пропорциональна плотности газа при рабочих условиях ρ_p . Плотность газа при постоянном давлении обратно пропорциональна температуре газа T_g . Из вышеизложенного следует, что нагревая сжигаемый газ до температуры, обеспечивающей давление газа в горелке, которое соответствует данным режимной карты при текущей тепловой нагрузке, можно добиться расчетной дальнобойности газовых струй. При этом коэффициент отклонения дальнобойности газовых струй от расчетного значения $K_{э.с.}$ будет стремиться к 1. В связи с термической неустойчивостью углеводородов при значительных изменениях состава газа необходимо стремиться к поддержанию коэффициента отклонения дальнобойности газовых струй $K_{э.с.} \approx 1,2$. С учетом допустимости поддержания $K_{э.с.} \approx 1,2$ давление газа на горелку при равной тепловой мощности может быть снижено на некоторую величину ΔP , Па, определяемую режимной наладкой.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Проведенный комплекс исследований позволяет сделать следующие основные выводы:

1. Установлены зависимости энтальпии, теплоты сгорания, вязкости, удельных объемов газа, теоретически необходимого для

горения воздуха, продуктов сгорания и других основных топливных характеристик от плотности углеводородных газов, что создает основу для упрощения методик расчета как горелочных устройств, так и теплообмена в котлах и печах за счет перехода от индивидуальных зависимостей компонентов сложных смесей к одной характеристике всей смеси – плотности.

2. Разработан метод оценки условий воспламенения топливо-воздушной смеси по степени приближения безразмерной плотности отвода теплового потока \tilde{q} к критическому значению $\tilde{q}_{кр}$, показывающий, что с увеличением плотности смеси предельных углеводородов ρ температура в реальном топливном процессе удаляется от критических условий воспламенения и время индукции реакций самовоспламенения уменьшается, то есть, устойчивость процесса воспламенения возрастает.

3. Разработан метод оценки теплообмена в топке котельного агрегата позволяющий свести все факторы, влияющие на распределение температуры в топке к одному параметру $B = (b_2 + b_3)/b_1$. Соотношение между средними значениями параметров конвективного переноса b_1 , турбулентного перемешивания b_2 и лучистого переноса b_3 $b_1:b_2:b_3$ для предельных углеводородов составляет 23,9%:0,8%:75,3%, для непредельных – 26,5%:0,8%:72,7%, что полностью отвечает современным представлениям о вкладе каждого механизма в общий теплоперенос. Получены зависимости параметра B от плотности сжигаемого газа ρ , показывающие, что с увеличением плотности сжигаемого газа для предельных углеводородов температура топочной среды в реальном топочном процессе растет, для непредельных углеводородов этиленового ряда – падает.

4. Получены экспериментальные данные по регулированию топочных процессов посредством изменения температуры газа переменного состава, сжигаемого в горелках с нерегулируемыми параметрами, подтверждающие обоснованность изменения температуры топлива в зависимости от его плотности и указывающие на необходимость уменьшения температуры газа при уменьшении его плотности и наоборот.

5. Разработаны практические рекомендации по организации регулирования процесса сжигания углеводородных газов переменного

состава посредством изменения температуры газовой смеси. Полученные результаты позволяют корректировать топочные процессы с целью повышения эффективности использования топлива, достижения требуемых характеристик факела и снижения экологического ущерба от выбросов вредных веществ с продуктами сгорания. Отдельные результаты работы уже реализованы и используются при эксплуатации промышленных паровых котлов.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Костюченко, В.П. Снижение расхода топлива на технологические нужды на ОАО «Орскнефтеоргсинтез» / В.П. Костюченко, **А.Ю. Кулагин** // Энерго- и ресурсосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: Сборник материалов Всероссийской студенческой олимпиады, научно-практической конференции и выставки студентов, аспирантов и молодых ученых. 6-9 декабря 2005 г. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2005. – С. 290-292.

2. **Кулагин, А.Ю.** Влияние состава газообразного топлива на тепловое напряжение камеры сгорания / А.Ю. Кулагин, Е.В. Торопов // Наука и технологии. Труды XXVI Российской школы. 27-29 июня 2006 года, г. Миасс. – М.: РАН, 2006. – Т1. – С. 147-155.

3. **Кулагин, А.Ю.** Эмиссия токсичных веществ при сжигании попутных газов добычи и переработки нефти в вихревых горелках / А.Ю. Кулагин // Актуальные проблемы состояния и развития нефтегазового комплекса России. 7-я Всероссийская научно-техническая конференция. 29-30 января 2007 г. Тезисы докладов. – М.: ООО «НЕВЕС», 2007. – С. 508-509.

4. **Кулагин, А.Ю.** Управление процессом смешения газа и воздуха в вихревых горелках / А.Ю. Кулагин // Актуальные проблемы состояния и развития нефтегазового комплекса России. 7-я Всероссийская научно-техническая конференция. 29-30 января 2007 г. Тезисы докладов. – М.: ООО «НЕВЕС», 2007. – С. 329-330.

5. **Кулагин, А.Ю.** Повышение эффективности газовых горелок и надежности теплоутилизационного оборудования трубчатых печей при сжигании газов переменного состава / А.Ю. Кулагин, Е.В. Торопов // Проблемы теплоэнергетики: материалы Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых

ученых. 17-19 апреля 2007 года. – Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2007. – С. 90-92.

6. **Кулагин, А.Ю.** Повышение эффективности газовых горелок и надежности теплоутилизационного оборудования при сжигании газов переменного состава / А.Ю. Кулагин, Е.В. Торопов // Наука и технологии. Секция 2. Аэрогазодинамика и теплообмен. Краткие сообщения XXVII Российской школы, посвященной 150-летию К.Э. Циолковского, 100-летию С.П. Королева и 60-летию Государственного ракетного центра «КБ им. Академика В.П. Макеева». 26-28 июня 2007 г., г. Миасс. – Екатеринбург: УрО РАН, 2007. – С. 66-68.

7. **Кулагин, А.Ю.** Увеличение диапазона устойчивой работы газовых горелок с нерегулируемыми параметрами при сжигании газов переменного состава / А. Ю. Кулагин // Промышленная энергетика. – М.: НТФ Энергопрогресс, 2008. – №2. – С. 23-24.

8. Торопов, Е.В. Учет влияния переменного состава сжигаемого газа на термокинетические характеристики процессов воспламенения и горения топлива / Е.В. Торопов, **А.Ю. Кулагин** // Энерго- и ресурсосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: Сборник материалов Всероссийской студенческой олимпиады, научно-практической конференции и выставки студентов, аспирантов и молодых ученых. 11-14 ноября 2008 г. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. – С. 237–238.

9. **Кулагин, А.Ю.** Влияние состава топлива на теплообмен в топке котельного агрегата / А.Ю. Кулагин, Е.В. Торопов // Проблемы теплоэнергетики: материалы Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. 21-23 апреля 2009 года. – Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2009. – С. 84-86.

Подписано в печать 09.03.2010.

Формат 60х84 1/16

Усл. печ. л. 1,0

Уч. – изд. л. 1,0

Тираж 100

Заказ Бесплатно

Типография ОАО «Орскнефтеоргсинтез»
462407, Оренбургская обл., г. Орск, ул. Гончарова, 1а